

Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 2000304380
PUBLICATION DATE : 02-11-00

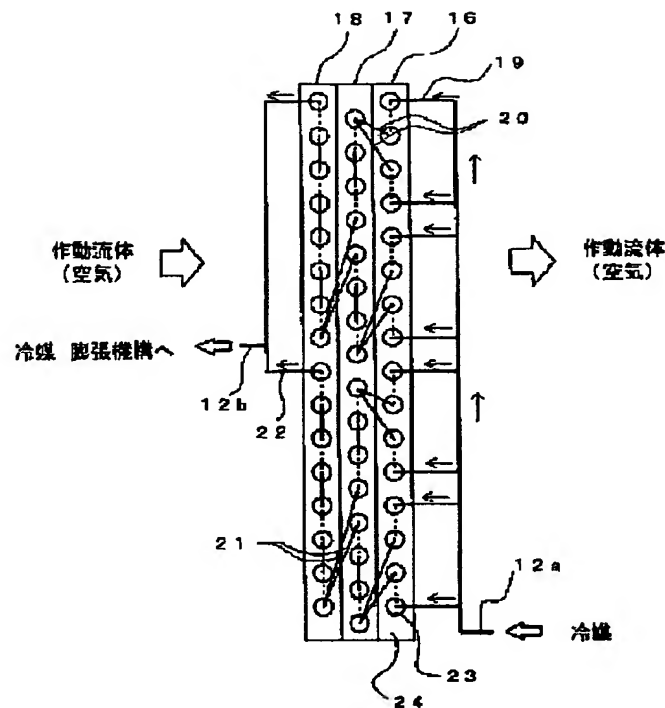
APPLICATION DATE : 22-04-99
APPLICATION NUMBER : 11115218

APPLICANT : AISIN SEIKI CO LTD;

INVENTOR : KATSURAGAWA SHINJI;

INT.CL. : F25B 39/04 F25B 13/00 F28D 1/047
F28F 1/00

TITLE : HEAT EXCHANGER



ABSTRACT : **PROBLEM TO BE SOLVED:** To improve the performance of vapor compression refrigerating device using carbon dioxide causing no phase change as a refrigerant at high pressure side by lowering the temperature of the refrigerant on the outlet side of a gas cooler by improving the performance of heat transfer of a heat exchanger in the gas cooler.

SOLUTION: In a heat exchanger which is constituted of a plurality of rows of heat exchangers, the refrigerant flowing through each heat exchanger is maintained at the flow velocity suitable for heat exchange in accordance with an increase in refrigerant density caused by the temperature level of the refrigerant by making the number of refrigerant paths 19, 20, 21, and 22 communicating the heat exchangers 16, 17, and 18 with each other smaller as going toward the refrigerant outlet side 12b of a gas cooler 12 from the inlet side 12a of the cooler 12 and changing the outlets and inlets of the refrigerant paths of the heat exchangers 16, 17, and 18.

COPYRIGHT: (C)2000,JPO

THIS PAGE BLANK (USPTO)

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2000-304380
(P2000-304380A)

(43) 公開日 平成12年11月2日 (2000. 11. 2)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	キーワード* (参考)
F 2 5 B 39/04		F 2 5 B 39/04	V 3 L 0 9 2
	13/00		F 3 L 1 0 3
F 2 8 D 1/047		F 2 8 D 1/047	A
F 2 8 F 1/00		F 2 8 F 1/00	B
			E
審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 7 頁)			

(21) 出願番号 特願平11-115218
(22) 出願日 平成11年4月22日 (1999. 4. 22)

(71) 出願人 000000011
アイシン精機株式会社
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地
(72) 発明者 榎谷 和夫
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内
(72) 発明者 足立 義治
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内
(72) 発明者 市川 正浩
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内

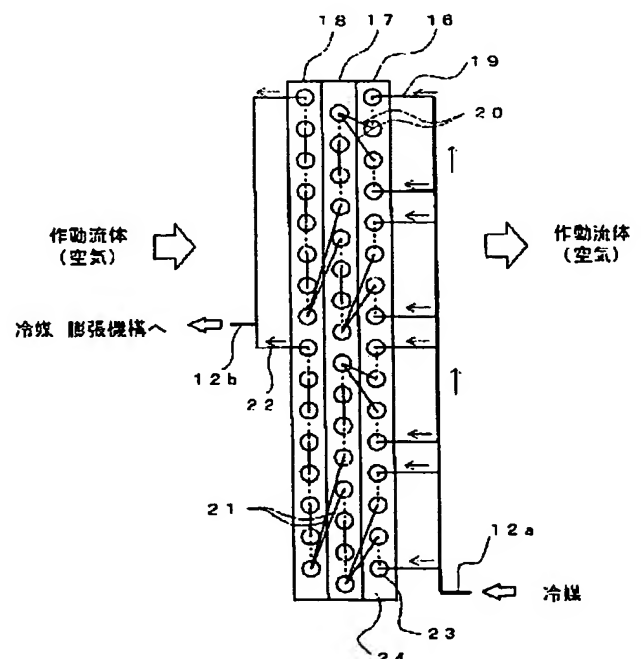
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱交換器

(57) 【要約】

【課題】 高压側で相変化を伴わない二酸化炭素を冷媒とする蒸気圧縮式冷凍装置で、ガスクーラ12内の熱交換器の伝熱性能を向上することにより、ガスクーラ12の出側12bの冷媒の温度を下げて、蒸気圧縮式冷凍装置の性能を向上する。

【解決手段】 複数列から構成される熱交換器で、各列の熱交換器16、17、18を連通する冷媒バス19、20、21、22の数が、ガスクーラ12の冷媒の入側12aから出側12bに向かうほど少なくするようにし、また熱交換器16、17、18の冷媒バスの出入口の数を伴えることにより、冷媒の温度レベルに伴う冷媒密度の増大に応じて、各々の熱交換器内を流動する冷媒を熱交換に適した流速に保つ。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 冷媒を圧縮する圧縮機と、該圧縮機の出側に連通したガスクーラと、該ガスクーラからの冷媒を受け膨張させる膨張機構と、該膨張機構に連通し前記圧縮機の入側に接続された蒸発器からなる蒸気圧縮式冷凍装置において、

前記ガスクーラ内の熱交換器が複数列から構成され、各列の熱交換器を連通する冷媒パスの数が、ガスクーラの冷媒の出側に近づくにつれて少なくなるようにしたことを特徴とする蒸気圧縮式冷凍装置用の熱交換器。

【請求項2】 冷媒を圧縮する圧縮機と、該圧縮機の出側に連通したガスクーラと、該ガスクーラからの冷媒を受け膨張させる膨張機構と、該膨張機構に連通し前記圧縮機の入側に接続された蒸発器からなる蒸気圧縮式冷凍装置において、

前記複数列の熱交換器を連通する冷媒パスで、前記冷媒パスから冷媒が流入する第2列熱交換器の入口の数が、前記冷媒パスへ冷媒が流入する前記ガスクーラの入側に配設された第1列熱交換器の出口の数より少なくするようにしたことを特徴とする蒸気圧縮式冷凍装置用の熱交換器。

【請求項3】 冷媒を圧縮する圧縮機と、該圧縮機の出側に連通したガスクーラと、該ガスクーラからの冷媒を受け膨張させる膨張機構と、該膨張機構に連通し前記圧縮機の入側に接続された蒸発器からなる蒸気圧縮式冷凍装置において、

前記ガスクーラ内の複数列から成る熱交換器で、各列の熱交換器を連通する冷媒パス数がガスクーラの冷媒の入側から出側にかけて減少し、且つ、前記複数列の熱交換器を連通する冷媒パスで、前記冷媒パスから冷媒が流入する第2列熱交換器の入口の数が、前記冷媒パスへ冷媒が流入する前記ガスクーラの入側に配設された第1列熱交換器の出口の数より少なくするようにしたことを特徴とする蒸気圧縮式冷凍装置用の熱交換器。

【請求項4】 前記ガスクーラの熱交換器と熱交換を行う作動流体が、ガスクーラの出側から入側に向けて流動して、冷媒の流動と対向流に熱交換することを特徴とする請求項1乃至3記載の蒸気圧縮式冷凍装置用の熱交換器。

【請求項5】 前記冷媒が二酸化炭素であることを特徴とする請求項1乃至4記載の蒸気圧縮式冷凍装置の熱交換器。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、二酸化炭素を冷媒として用いる蒸気圧縮式冷凍装置用の熱交換器に関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来の蒸気圧縮式冷凍装置としては、例えば特公平07-018602号公報に開示されている

ように、図10に示すような構成になっている。この装置は圧縮機31、凝縮熱交換器32、膨張弁33、及び蒸発熱交換器34から構成される。それらの要素は流動閉回路に連結され、そこに冷媒が循環している。

【0003】蒸気圧縮式冷凍装置の運転原理は次のとおりである。冷媒蒸気の圧力及び温度は圧縮機31によって増大され、次いで、その冷媒蒸気が凝縮器32に入り、そこで冷却及び凝縮され、熱が二次冷却材に与えられる。この後、高圧の液状冷媒は膨張弁33により蒸発圧力及び温度に絞られる。蒸発器34において、冷媒は気化し、その周辺から熱を吸収する。蒸発器34の出口における蒸気は、圧縮機31に吸い込まれ、サイクルが完了する。

【0004】蒸気圧縮式冷凍装置の冷媒に二酸化炭素を使用する場合、二酸化炭素は可燃性、毒性が無いことに加え、地球温暖化係数も小さく、フロンに代替冷媒と目されている。

【0005】二酸化炭素を使用した蒸気圧縮式冷凍装置は、空調、冷凍用として使用する場合、従来のフロンを冷媒として用いた蒸気圧縮式冷凍装置に比べて、冷媒圧力が高く、高圧側の圧力が二酸化炭素の臨界圧力以上の圧力（超臨界圧力）となる。

【0006】つまり、従来のフロンを冷媒とする蒸気圧縮式冷凍装置では、圧縮機から吐出したガス状のフロン冷媒は、ガスクーラの熱交換器で凝縮液化するが、二酸化炭素を冷媒とする蒸気圧縮式冷凍装置では、超臨界圧力のため熱交換器内で凝縮せず、相変化を伴わずに放熱により徐々に温度が低下する。

【0007】図9に従来の蒸気圧縮式サイクルの凝縮器の熱交換器を示す。従来のフロン冷媒の蒸気圧縮式冷凍装置に使用する熱交換器では、各パスに別れた冷媒は、第1列目を流れた後、同数の冷媒パスで第2列目を流れ、凝縮器出側で合流し膨張弁へ送られる。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら二酸化炭素を冷媒とする蒸気圧縮式冷凍装置では、冷媒の圧力がフロンを冷媒とする蒸気圧縮式冷凍装置と比べて高いため、従来の熱交換器をそのままでは強度不足で使用できない。

【0009】また、性能面でも熱交換器で相変化を伴わない温度勾配のある熱交換を行うため、従来のフロンを冷媒とした熱交換器で相変化を伴う蒸気圧縮式冷凍装置と同様の熱交換器では、十分な熱交換能力が得られない。そのため熱交換器の大型化や消費エネルギーの増大を招くという問題がある。

【0010】また、二酸化炭素冷媒を使用した蒸気圧縮式冷凍装置を暖房用ヒートポンプとして利用する場合、四方切換弁により冷媒が回路内を逆に流動するため、冷房時の蒸発器が暖房時の凝縮器となるが、ガスクーラに従来と同様の熱交換器を使用した場合、暖房のための空

気吹き出し温度を確保するためには、熱交換器入口の冷媒圧力を高くする必要があり、圧縮機吐出圧力の上昇による効率低下の原因となる。

【0011】本発明は上記欠点を除くことを目的とする。

【0012】

【課題を解決するための手段】請求項1の発明は、冷媒を圧縮する圧縮機と、該圧縮機の出側に連通したガスクーラと、該ガスクーラからの冷媒を受け膨張させる膨張機構と、該膨張機構に連通し前記圧縮機の入側に接続された蒸発器からなる蒸気圧縮式冷凍装置において、前記ガスクーラ内の熱交換器が複数列から構成され、各列の熱交換器を連通する冷媒バスの数が、ガスクーラの冷媒の出側に近づくにつれて少なくなるようにしたことを特徴とする。

【0013】請求項1の発明では、複数列から成る熱交換器で、各列の熱交換器を連通するバス数がガスクーラの冷媒の入側から出側に向かうほど少なくすることにより、冷媒出側の温度を下げるができる。

【0014】二酸化炭素を冷媒とする蒸気圧縮式冷凍装置では、例えば熱交換器の入側冷媒の密度は約150 kg/m³から約280 kg/m³であり、ガスクーラ出側の冷媒の密度は約600 kg/m³である。そのためガスクーラの入側と出側の冷媒密度の比は約2倍から約4倍程度となる。

【0015】従来のフロンを冷媒とする熱交換器では、冷媒は相変化するため熱交換器の入側と出側の冷媒の密度の違いは問題とならないが、相変化しない二酸化炭素を冷媒とする熱交換器では、熱交換効率の低下を招いてしまう。

【0016】そこで熱交換器内を流動する冷媒のバス数が冷媒の入側から出側に向かうほど少なくすることにより、冷媒密度の増大による熱交換器内を流動する冷媒の流速の低下を防ぐことができ、熱交換器での作動流体との熱交換が良好に保たれ、ガスクーラの出側の冷媒の温度を下げるができる。

【0017】請求項2の発明は、冷媒を圧縮する圧縮機と、該圧縮機の出側に連通したガスクーラと、該ガスクーラからの冷媒を受け膨張させる膨張機構と、該膨張機構に連通し前記圧縮機の入側に接続された蒸発器からなる蒸気圧縮式冷凍装置において、前記複数列の熱交換器を連通する冷媒バスで、前記冷媒バスから冷媒が流入する第2列熱交換器の入口の数が、前記冷媒バスへ冷媒が流入する前記ガスクーラの入側に配設された第1列熱交換器の出口の数より少なくするようにしたことを特徴とする請求項2の発明では、前記冷媒バスから冷媒が流入する第2列熱交換器の入口の数を、第1列熱交換器の出口の数より少なくすることで、第2列熱交換器内を流れる冷媒密度の増大による冷媒の流速の低下を防ぐことができ、熱交換器での熱交換が良好に保たれ、冷媒出側温

度を下げることができる。

【0018】請求項3の発明は、冷媒を圧縮する圧縮機と、該圧縮機の出側に連通したガスクーラと、該ガスクーラからの冷媒を受け膨張させる膨張機構と、該膨張機構に連通し前記圧縮機の入側に接続された蒸発器からなる蒸気圧縮式冷凍装置において、前記ガスクーラ内の複数列から成る熱交換器で、各列の熱交換器を連通する冷媒バス数がガスクーラの冷媒の入側から出側にかけて減少し、且つ、前記複数列の熱交換器を連通する冷媒バスで、前記冷媒バスから冷媒が流入する第2列熱交換器の入口の数が、前記冷媒バスへ冷媒が流入する前記ガスクーラの入側に配設された第1列熱交換器の出口の数より少なくするようにしたことを特徴とする。

【0019】請求項3の発明では、ガスクーラの入側からガスクーラの出側に向かって複数列の熱交換器内を流動する冷媒の密度に応じて、熱交換器内の冷媒の流速を細かく設定することができ、効率良く冷媒を冷却することができる。

【0020】請求項4の発明は、前記ガスクーラの熱交換器と熱交換を行う作動流体が、ガスクーラの出側から入側に向けて流動し、冷媒の流動と対向流に熱交換することを特徴とする。

【0021】請求項4の発明では、冷媒と熱交換する作動流体を、ガスクーラの冷媒の出側から入側に向けて流動させることにより、冷媒と作動流体が対向流の熱交換となるため、冷媒と作動流体の温度効率を高めることができ、冷媒出側の温度を下げることができる。

【0022】請求項5の発明は、前記冷媒が二酸化炭素であることを特徴とする。

【0023】請求項5の発明では、蒸気圧縮式冷凍装置の冷媒に二酸化炭素を用いることにより、フロンで指摘されているオゾン層の破壊、地球温暖化といった問題が無くなり、また、可燃性や毒性も無いことから、取り扱う上での危険もない。

【0024】

【発明の実施の形態】以下本発明に係わる蒸気圧縮式冷凍装置用ガスクーラの熱交換器を具体的な実施例により説明する。

【0025】本発明の二酸化炭素冷媒の蒸気圧縮式冷凍装置を図2に示す。蒸気圧縮式冷凍装置は、圧縮機11、ガスクーラ12、膨張機構13、蒸発器14の順に配設された閉回路から構成される。

【0026】本装置を冷暖房空調装置として使用する場合、図3の四方切換弁15を用いた構成となる。冷房時は、圧縮機11で臨界圧力以上の高圧、高温に圧縮された二酸化炭素冷媒は、ガスクーラ12で空気により冷却され（放熱、暖房）、膨張機構13で断熱膨張し、蒸発器14で蒸発（吸熱、冷房）する。暖房時は、四方切換弁15により、冷媒の流れを冷房時とは反対に切り換えて、冷房時に蒸発器14として使用していた熱交換器が

暖房時にはガスクーラとして機能し、放熱して暖房する。

【0027】図1は、第1実施例であるガスクーラ12内に配設された熱交換器の構成を示したもので、第1列熱交換器16、第2列熱交換器17、第3列熱交換器18の3列から構成される。各々の熱交換器は、冷媒が流動する複数の冷媒バス19、20、21、22により連通される。

【0028】ガスクーラ12のチューブ23とフィン24は、チューブ23の拡張またはロー付けにより接合されていて、フィン24には空気との伝熱性能を向上させるためのスリットやルーバー、あるいはウエーブが設けられている。

【0029】圧縮機11から吐出された高温、高圧の二酸化炭素冷媒は、ガスクーラ12の冷媒の入側12aから流入して各バスに分流し、第1列熱交換器16に流入する。第1列熱交換器16で作動流体である空気と熱交換した冷媒は、8本の冷媒バス20を通じて第2列熱交換器17に流入する。

【0030】第2列熱交換器17に流入した冷媒は、第1列熱交換器16で作動流体の空気と熱交換を行い放熱しているため、冷媒の温度低下により密度が大きくなっている。したがって第1列熱交換器16と同様に冷媒を流動させると、第2列熱交換器17内を流動する冷媒の流速は遅くなってしまう。冷媒の流速が遅くなると、熱交換性能は低下してしまう。

【0031】そこで冷媒温度の低下に伴う密度の増大による熱交換器内の冷媒の流速が低下しないように、冷媒バス20から冷媒が流入する第2列熱交換器17の入口の数が1個に対して、第1列熱交換器16の出口の数を2個とする。このように構成することで、第2列熱交換器17内を流れる冷媒の流速の低下を防ぐことができる。

【0032】第2列で作動流体である空気と熱交換した冷媒は、4本の冷媒バス21を通じて第3列熱交換器18に流入する。第3列熱交換器18も第2列熱交換器17と同様に冷媒の流速の低下を防ぎ、熱交換効率を良好に保つことができる。冷媒は第3列熱交換器18を流動して、ガスクーラ12の出側12bを経て膨張機構13へと送られる。

【0033】このように複数列から成る熱交換器では、冷媒バス19、20、21、22の数と、熱交換器16、17、18の出入口の数を変えることにより、冷媒の温度レベルに伴う冷媒密度の増大に応じて、各々の熱交換器内を流動する冷媒を熱交換に適した流速に保つことが可能で、熱交換効率を良好にできる。

【0034】二酸化炭素冷媒は、前述したようにガスクーラ12内で凝縮せず、温度勾配をもって放熱するため、作動流体である空気をガスクーラ12の出側12bからガスクーラ12の入側12aに向けて流動させるこ

とにより、熱交換器内を流動する冷媒と対向流となり、冷媒と空気の温度効率を高くすることができ、熱交換器を大きくすることなく出側12bの冷媒の温度を低くすることができる。また、作動流体である空気の出側（冷媒の入側12a）では、高温冷媒と熱交換を行うため、熱交換器を大きくすることなく空気の温度を高くすることができる。

【0035】ここで二酸化炭素を冷媒とするサイクルにおけるガスクーラ12の出側12bの冷媒の温度と、冷房COPの関係を図4に示す。図4に示すようにガスクーラ12の出側12bの冷媒の温度がCOPに及ぼす影響は大きく、ガスクーラ12の出側12bの温度を極力低くすることが効率を向上するうえで重要である。

【0036】また、暖房時には、図3の四方切換弁15により、冷媒は冷房時とは反対に回路内を流動するため、ガスクーラ12は室内熱交換器に相当する。従来の蒸気圧縮式冷凍装置では、吹き出し温度を高く保つため凝縮圧力（≒圧縮機吐出圧力）を高くする必要があったが、本発明では圧縮機11の吐出圧力を高くすることなく、熱交換器の温度効率を良好にすることにより、暖房時吹き出し温度を高くすることができる。

【0037】図5に高圧側で相変化しない二酸化炭素冷媒の蒸気圧縮式冷凍サイクルのt-s線図を示す。このt-s線図に示すように、放熱過程は大きな温度勾配をもっている。冷媒と作動流体を対向流に熱交換することにより、熱交換器の入口から出口まで冷媒と作動流体の空気の温度をほぼ一定の温度差で熱交換することができ、熱交換効率を向上できる。

【0038】また、図6に従来の蒸気圧縮式サイクルのt-s線図を示す。従来の蒸気圧縮式サイクルでは、凝縮温度での熱交換が大部分を占めるため、作動流体と冷媒を対向流の熱交換にしても、十分な効果は得られない。

【0039】二酸化炭素冷媒の蒸気圧縮式冷凍装置のガスクーラ12の入側12aの冷媒密度は、約150kg/m³から280kg/m³であり、ガスクーラ12の出側12bの冷媒密度は、約600kg/m³である。そのためガスクーラ12の入側12aと出側12bの冷媒密度の比は2倍から4倍程度となる。

【0040】第2実施例を図7に示す。第2実施例は2列の熱交換器から構成され、冷媒バス20から冷媒が流入する第2列熱交換器17の入口の数が1個に対して、第1列熱交換器16の出口の数を2個としてある。このように構成することで第2列熱交換器17内を流れる冷媒の流速の低下を防ぐことができる。第2列熱交換器17を流出した冷媒はガスクーラ12の出側12bで合流し、膨張機構13へ送られる。

【0041】第3実施例を図8に示す。図8は4列の熱交換器から構成され、その効果は、図3の第1実施例と同様である。

【0042】

【発明の効果】地球温暖化係数の小さい二酸化炭素を冷媒として使用し、地球温暖化抑制に貢献するとともに、熱交換器を大きくすることなくガスクーラ出側の冷媒温度を低くし、蒸気圧縮式冷凍装置の効率を向上させ、機器の小型化を図ることができる。

【0043】また、暖房時には、熱交換器を大きくしたり、圧縮機吐出圧力を高めたりすることなく、高い温度を確保することができ、機器の小型化や省エネルギー化を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施例を具現化したガスクーラの熱交換器である。

【図2】蒸気圧縮式冷凍装置の回路図である。

【図3】本発明を具現化した冷房および暖房運転時の蒸気圧縮式冷凍装置の回路図である。

【図4】ガスクーラ出側冷媒温度が装置の性能(COP)へ及ぼす影響を示したグラフ。

【図5】二酸化炭素を冷媒としたときの、t-s線図である。

【図6】従来のフロンを冷媒としたときの、t-s線図である。

【図7】本発明の第2実施例を具現化したガスクーラの

熱交換器である。

【図8】本発明の第3実施例を具現化したガスクーラの熱交換器である。

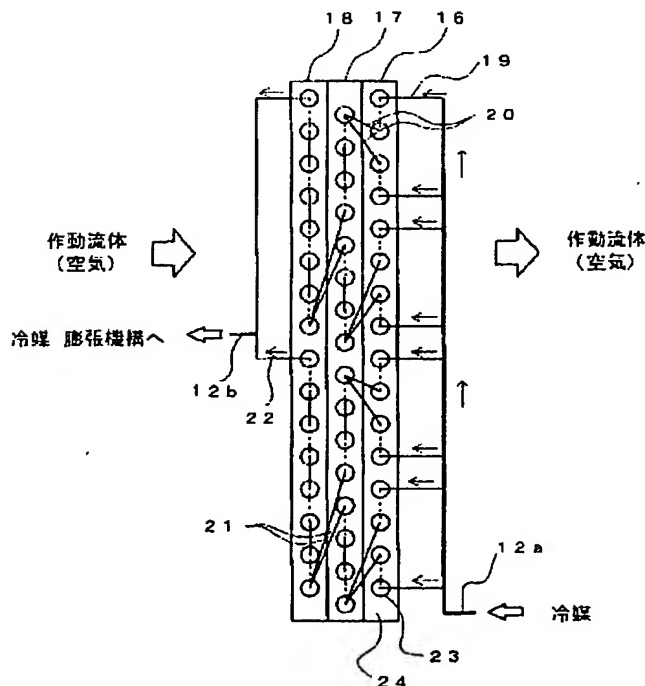
【図9】従来のガスクーラの熱交換器である。

【図10】従来の蒸気圧縮式冷凍装置の説明図である。

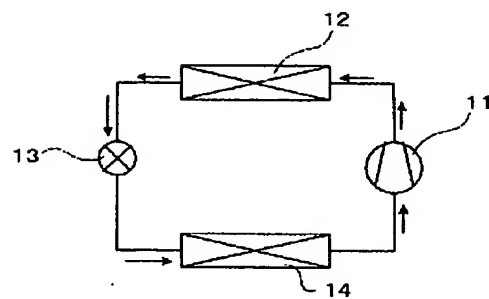
【符号の説明】

- 11…圧縮機
- 12…ガスクーラ
- 12a…ガスクーラ入側
- 12b…ガスクーラ出側
- 13…膨張機構
- 14…蒸発器
- 15…四方切換弁
- 16…第1列熱交換器
- 17…第2列熱交換器
- 18…第3列熱交換器
- 19、20、21、22…冷媒パス
- 23…チューブ
- 24…フィン
- 31…圧縮機
- 32…凝縮熱交換器
- 33…膨張弁
- 34…蒸発熱交換器

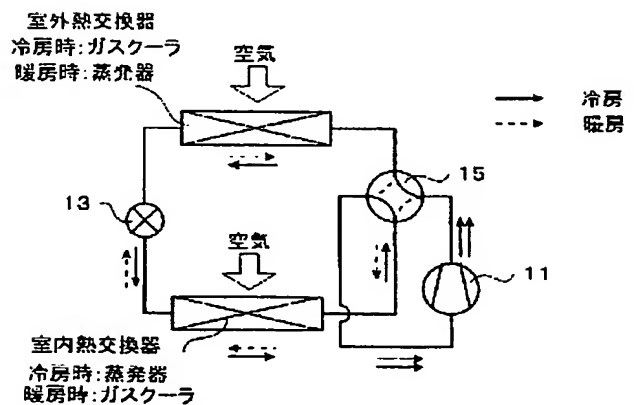
【図1】



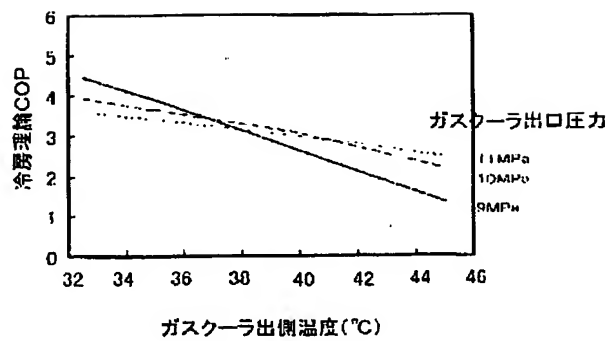
【図2】



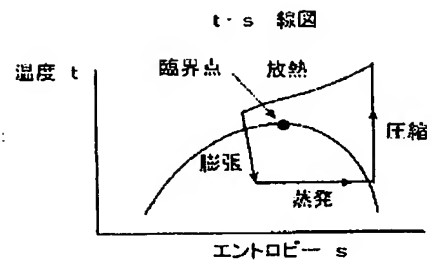
【図3】



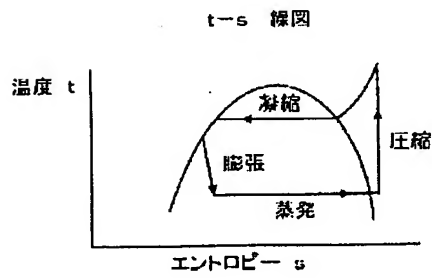
【図4】



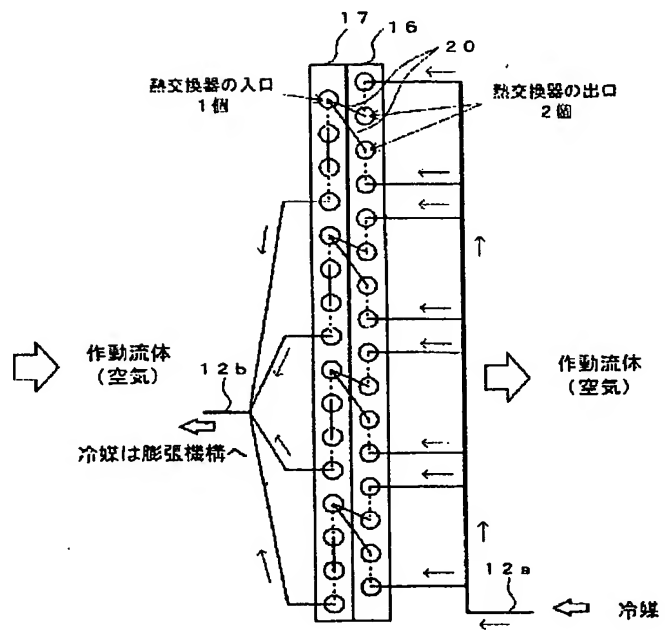
【図5】



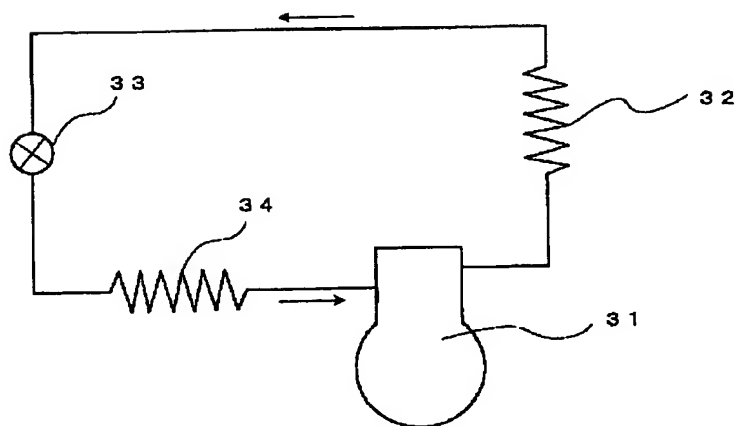
【図6】



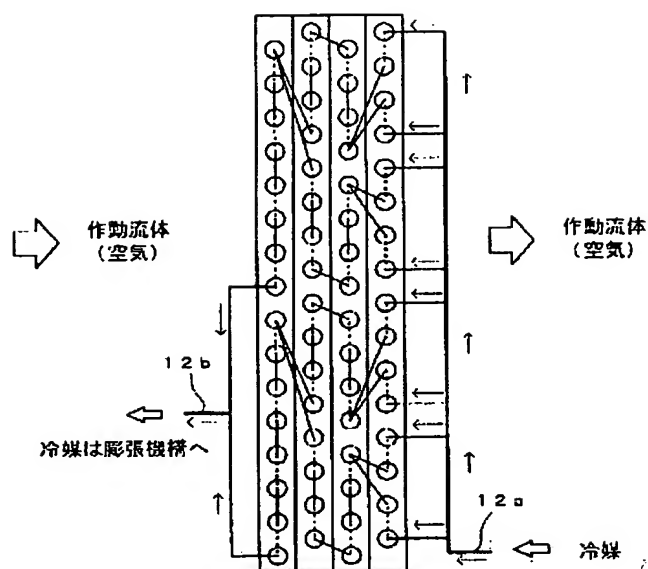
【図7】



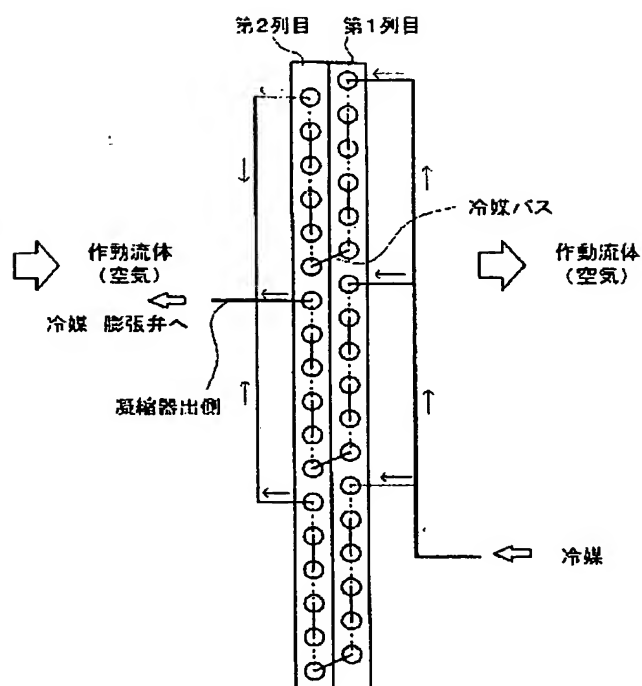
【図10】



【図8】



【図9】



フロントページの続き

(72)発明者 桂川 真治
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシ
ン精機株式会社内

Ｆターム(参考) 3L092 AA01 BA15
3L103 AA36 AA39 BB33 CC22 CC40
DD06 DD08 DD43

THIS PAGE BLANK (USPTO)